

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-001575

(43)Date of publication of application : 08.01.1993

(51)Int.Cl.

F02D 13/02
F01L 13/00
F02D 11/06

(21)Application number : 03-156751

(71)Applicant : ATSUGI UNISIA CORP

(22)Date of filing : 27.06.1991

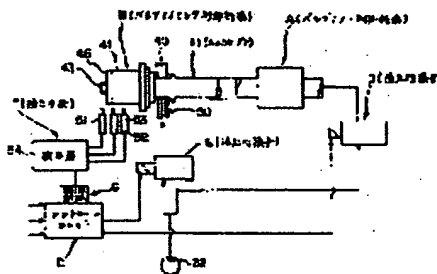
(72)Inventor : HARA SEINOSUKE

(54) TAPPET VALVE SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To stabilize the extent of drivability by preventing any torque shock, with the sudden variation of intake air charging efficiency, from occurring.

CONSTITUTION: A tappet valve system in this internal combustion engine is provided with a valve lift control mechanism A and a valve timing control mechanism B, controlling both these mechanisms A, B by a control unit C according to an engine driving state. Also it is provided with three electromagnetic pickups 51-53 or a detecting means F detecting a relative turning phase difference between a camshaft 11 and a sprocket 41 and a detector 54, while there is provided a control circuit G which controls a changeover of high-low sides of the valve lift control mechanism A on the basis of an output signal out of the detecting means F, thus intake air charging efficiency is gently varied.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.01.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3294287

[Date of registration] 05.04.2002

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-1575

(43) 公開日 平成5年(1993)1月8日

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F02D 13/02		G 7367-3G		
F01L 13/00	301	F 7114-3G		
F02D 11/06		Z 9038-3G		

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

(21) 出願番号 特願平3-156751

(22) 出願日 平成3年(1991)6月27日

(71) 出願人 000167406

株式会社アツギユニシア

神奈川県厚木市恩名1370番地

(72) 発明者 原 誠之助

神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ア

ツギユニシア内

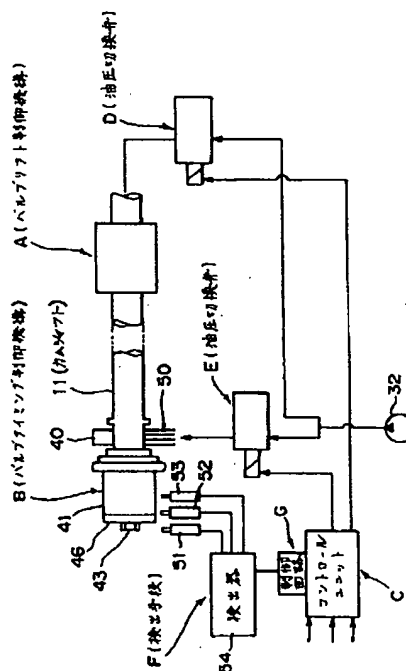
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の動弁装置

(57) 【要約】

【目的】 吸気充填効率の急激な変化に伴うトルクショックの発生を防止して、運転性の安定化を図る。

【構成】 バルブリフト制御機構Aとバルブタイミング制御機構Bとを備え、機関運転状態に応じて該両者A、BをコントロールユニットCによって制御するようにした動弁装置において、カムシャフト11とスプロケット41との相対回動位相差を検出する検出手段Fたる電磁ピックアップ51～53と検出器54を設けると共に、前記バルブリフト制御機構Aの高低側切り換えを検出手段Fからの出力信号に基づいて制御する制御回路Gとを設けて、吸気充填効率を緩やかに変化させるようにした。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくとも機関回転数と負荷から現在の機関運転状態を検出するコントローラと、該コントローラからの出力信号に基づいて吸・排気弁のバルブリフト特性を低速側あるいは高速側に切り換えるバルブリフト制御機構と、前記コントローラからの出力信号に基づいてクランクシャフトとカムシャフトとの相対回動位相を変換して吸・排気弁の開閉時期特性を進み側あるいは遅れ側に切り換えるバルブタイミング制御装置とを備えた動弁装置であって、前記クランクシャフトとカムシャフトとの相対回動位相差を検出する検出手段を設けると共に、該検出手段からの出力信号に基づいて前記バルブリフト制御機構の低速側と高速側の切り換えを制御する制御回路を設けたことを特徴とする内燃機関の動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、バルブタイミングを可変制御しつつバルブリフト特性を切り換えるようにした内燃機関の動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車用内燃機関にあつては、従来から低中速運転時のトルクと高速運転時の出力向上を両立する目的で、運転状態に応じて吸気弁または排気弁のリフト特性を異ならせ、これによって吸排気のタイミングあるいは吸排気量を制御するバルブリフト制御機構を備えたものが知られている（例えば特開昭 62-121811 号公報等参照）。

【0003】 これは、その揺動先端が例えば吸気弁に当接する低速用ロッカアームと、この低速用ロッカアームの片側に隣接して吸気弁との当接部位を持たない高速用ロッカアームとが共通のロッカシャフトに揺動可能に支持されている。また、低速用ロッカアームには低速用カムが、高速用ロッカアームには低速用カムよりも開弁角度または弁リフト量が大きくなるプロフィールを有する高速用カムがそれぞれ摺接している。

【0004】 さらに、各ロッカアームには、該各ロッカアームを一体に連結あるいは連結を解除するブランジャやガイド孔等からなる連結切換手段が設けられている。

【0005】 そして、現在の機関運転状態に応じてコントローラからの出力信号に基づいて連結切換手段を制御して、機関の低回転時には図 10 に示すように各ロッカアームの連結を解除して低速側のバルブリフト特性とし、高回転時には各ロッカアームを一体に連結して高速側のバルブリフト特性に選択的に切り換えるようになっている。これによって、低回転時には、吸気弁のバルブリフト量を小さくすると共に、閉時期を下死点より早くなるように制御して機関のポンプ損失やフリクション等の機械的損失を可及的に小さくして燃費等を向上させる一方、高回転時には、吸気弁のバルブリフト量を大きくかつ開弁時期を早めることによって吸気の充填効率を向

上させて十分な出力を確保するようになっている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 然し乍ら、前記バルブリフト制御機構を備えた内燃機関にあつては、低速側のバルブリフト特性と高速側のバルブリフト特性では、夫々の吸気充填効率が著しく相違するため、該各バルブリフト特性の切り換え時において大きな出力の変化つまり大きなトルクショックが発生する。この結果、運転の不安定化を招いている。

【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明は、前記バルブリフト制御機構を備えた内燃機関の問題点を鑑みて案出されたもので、バルブリフト制御機構の他に、吸気弁等の開閉時期を、クランクシャフトとカムシャフトとの相対回動位相を変換して進み側あるいは遅れ側に切り換えるバルブタイミング制御機構を備え、クランクシャフトとカムシャフトとの相対回動位相差を検出する検出手段を設けると共に、該検出手段からの出力信号に基づいて前記バルブリフト制御機構の低速側と高速側の切り換えを制御する制御回路を設けたことを特徴としている。

【0008】

【作用】 本発明は、バルブリフトの切り換え制御速度よりもバルブタイミングの切り換え制御速度が若干遅くなる所謂タイムラグを利用したものであつて、例えば機関が低速低負荷域から中・高速中負荷域に移行し、コントローラがクランクシャフトとカムシャフトとの相対回動位相を変換して、吸気弁の開時期を進み側から遅れ側に切り換える際に、斯かる相対回動位相差を検出手段が検出して制御回路に出力してバルブリフト特性を切り換える。

【0009】 即ち、低速側のバルブリフト特性では吸気弁の開時期が進み側にあり、吸気充填効率が極めて低いが、ここでバルブタイミング制御機構によって一旦バルブタイミングを遅れ側に制御すると、吸気充填効率が上昇する。そして、バルブタイミングを遅れ側に切り換えた上で低速側から高速側のバルブリフト特性に切り換えると、バルブタイミングは大きく遅れ側にあるため、吸気充填効率の変化は小さくなる。さらに、この状態からそのバルブタイミングを進み側に切り換えると高速側バルブリフト特性と相俟って吸気充填効率が最大に上昇する。このように、バルブリフトの切り換えをバルブタイミングの切り換え制御時のタイムラグを利用して行なうことにより、吸気充填効率を急激に変化させることなく段階的に変化させることが可能となるのである。

【0010】

【実施例】 以下、本発明の実施例を図面に基いて詳述する。尚、本実施例は、1つの気筒について同一の機能を有する2つの弁（吸気弁、排気弁のいずれでも良く、図示のものは吸気弁とする）を備えた内燃機関に対して適用したものを示している。

【0011】即ち、図1は本実施例の構成全体を示す概略図であって、Aはカムシャフト11に付設されたバルブリフト制御機構、Bはカムシャフト11の一端部に設けられたバルブタイミング制御機構、Cは該両者A、Bを夫々の油圧切換弁D、Eを介して機関運転状態に応じて作動させるコントローラたるコントロールユニット、Fはバルブタイミング制御機構Bの作動位置つまり後述するスプロケット41とカムシャフト11との相対回転位置を検出して、その検出信号をコントロールユニットC内の制御回路Gに出力する検出手段である。

【0012】前記バルブリフト制御機構Aは、図2～図5に示すように構成されている。即ち、各気筒には、2本の吸気弁3、3に対応した単一のメインロッカアーム1が設けられており、このメインロッカアーム1は、基端部1aが各気筒に共通なメインロッカシャフト4を介してシリンダヘッドに揺動自在に支持されている一方、先端部1bが吸気弁3、3のステム頂部に当接している。また、このメインロッカアーム1は、平面略矩形形状を呈し、一側部の長手方向に長方形の開口5が切欠形成されていると共に、他側部の長手方向にも前記開口5よりも面積の大きな略長方形の矩形孔6が切欠形成されており、この矩形孔6の外側壁1Cの前端側には、該矩形孔6を外部に臨ませる切欠窓7が形成されている。そして、前記開口5には、図5にも示すようにシャフト8にニードルベアリング9を介してローラ10が回転自在に設けられている一方、矩形孔6内にサブロッカアーム2が配置されている。また、前記ローラ10は、図外のクランクシャフトと同期回転するカムシャフト11に有する低速用カム12が転接している。

【0013】前記サブロッカアーム2は、図4にも示すように基端がサブロッカシャフト13を介してメインロッカアーム2に相対的に揺動自在に支持されていると共に、吸気弁3に当接する部位を有さず、その先端には低速用カム12と並設された高速用カム14に摺接するカムフォロア部15が円弧状に突出形成されており、その下側には、カムフォロア部15を高速用カム14に押し付けるロストモーションスプリング16が介装されている。また、前記サブロッカシャフト13は、サブロッカアーム2の基端内部に形成された挿通孔2aに揺動自在に挿通していると共に、その両端部13a、13bが基端部1aの矩形孔6両対向位置に穿設された圧入用穴17、17に圧入固定されている。

【0014】また、メインロッカアーム1には、図4にも示すようにサブロッカアーム2の直下に位置してロストモーションスプリング16を介装する円柱状の凹部18が一体形成されている。コイル状のロストモーションスプリング16の下端は、凹部18の底板18aに着座し、その上端は凹部18に揺動自在に嵌合するリテーナ19を介してサブロッカアーム2に一体形成されたフォロア部20を押圧している。

【0015】また、図中21はメインロッカアーム1とサブロッカアーム2を適宜連結、解除する連結切換手段であって、この連結切換手段21は、図2及び図3に示すように構成されている。即ち、メインロッカアーム1のローラ10の側部内には、有底円筒状の第1ガイド孔23が幅方向に形成され、この内部に円柱状の短尺なピストン22が摺動自在に保持されていると共に、該ピストン22の背後に油室24が画成されている。一方、サブロッカアーム1には、第1ガイド孔23と同軸上でかつ同一径の第2ガイド孔25が形成されており、この第2ガイド孔25に前記ピストン22を一端がリテーナ28により支持されたリターンズプリング26を介して油室24方向に付勢するプランジャ27が収納されている。

【0016】そして、油室24に導かれる作動油圧によりピストン22が第1、第2ガイド孔22、25に渡って嵌合することによりメインロッカアーム1とサブロッカアーム2が一体に連結されるようになっている。一方、油室24内に作動油圧が導入されない場合は、リターンズプリング26のばね力により、ピストン22がプランジャ27を介して油室24側に押されて第1ガイド孔23に収まった状態で両ロッカアーム1、2の連結が解除されるようになっている。

【0017】また、前記油室24に作動油圧を導く油圧回路29は、図2に示すようにメインロッカシャフト4の内部軸方向に形成されたオイルギャラリ30と、メインロッカシャフト4の半径方向及びメインロッカアーム1の内部を通して油室24とオイルギャラリ30とを連通する油通路31とから構成されている。

【0018】オイルギャラリ30には、前記油圧切換弁Dを介してオイルポンプの吐出油圧が所定の高速運転時に導かれる。油圧切換弁Dは、3ポート2位置型の電磁弁が用いられ、コントロールユニットCの制御回路Gを介して作動が制御されるようになっている。このコントロールユニットは、基本的には機関回転信号、冷却水温信号、潤滑油の温度信号、過給機による吸気の過給圧力信号、スロットルバルブの開度信号等を入力して、これらの検出値に基づいて現在の機関運転状態を検出すると共に、該検出信号を油圧切換弁Dに出力するようになっている。

【0019】前記低速用カム12とこれに隣接する高速用カム14は、それぞれ共通のカムシャフト11に一体形成され、機関の低回転時と高回転時において要求される弁リフト特性を満足するように異なる形状（大きさが異なる相似形も含む）に形成されている。つまり、高速用カム14は、低速用カム12と比べ、弁リフト量もしくは開弁期間の少なくとも一方を大きくするプロファイルを有している。ここでは、弁リフト量、開弁期間を共に大きくしてある。

【0020】したがって、このバルブリフト制御機構A

10

20

30

40

50

によれば、機関低速運転時には、メインロッカアーム1が低速用カム12のプロフィールに従って揺動し、各吸気弁3の開閉駆動する。このとき、サブロッカアーム2は、高速用カム14によって揺動されるものの、リターンスプリング26の付勢力により各ピストン22及びプランジャ27が各ガイド孔23、25に夫々収まってメインロッカアーム1の動きを妨げることはない。

【0021】これに対して、機関の高速運転時には、オイルポンプ32から圧送された作動油圧がオイルギャラリ30および油通路31を介して油室24に導かれると、各ピストン22、プランジャ27は、リターンスプリング26に抗して移動し、ピストン22が各ガイド孔23、25に渡って嵌合する。これによって、両ロッカアーム1、2が一体となって揺動する。ここで、高速用カム14は、低速用カム12に比較して、弁の開き角度およびリフト量が共に大となるように形成されているから、サブロッカアーム2と一体化した揺動時はメインロッカアーム1のローラ10が低速用カム12から浮き上がり、各吸気弁3は高速用カム14のプロフィールに従って開閉駆動され、弁の開き角度およびリフト量が共に大きくなる。

【0022】一方、機関運転状態が高回転域から再び低回転域に移行すると、油圧切換弁Dの作動により油室24に導かれる油圧が低下し、リターンスプリング26の弾性復元力によりピストン22及びプランジャ27が元の位置に移動して、メインロッカアーム1の拘束が解除される。

【0023】これにより、第7図に示すように、低速用カム12のプロフィールに基づくバルブリフト特性X1と高速用カム14のプロフィールに基づくバルブリフト特性X2が合成され、低回転域で燃費の向上と高回転域における出力トルクの向上が図れる。

【0024】一方、前記バルブタイミング制御機構Bは、図6に示すように、シリンダヘッドにブラケット40を介して軸支されたカムシャフト11と、クランクシャフトから駆動力が伝達されるスプロケット41との間に設けられており、前記カムシャフト11の前端部11aにスリーブ42が取付ボルト43によって設けられている。このスリーブ42は、外周にアウト歯42aが形成されていると共に、端部のフランジ部44外周面で前記スプロケット41を回転自在に支持している。

【0025】前記スプロケット41は、スリーブ42の外周に被嵌した筒状本体45の内周にインナ歯45aが形成されていると共に、該筒状本体45の外端部開口が円環状のカバー部46によって閉塞されている。また、この筒状本体45とスリーブ42の間には軸方向へ移動自在な筒状歯車47が介装されている。

【0026】この筒状歯車47は、前後2個の歯車構成部からなり、夫々の内外周面には前記アウト歯42aとインナ歯45aが噛合する両方がはす歯の内外歯47

a、47bが形成されている。さらに、この筒状歯車47は、後側の歯車構成部とフランジ部44との間に弾持された圧縮スプリング48のばね力で前側歯車構成部がカバー部46に突き当たるまで前方に付勢されていると共に、カバー部46と前側歯車構成部との間に形成された圧力室49内の油圧によって後側歯車構成部がフランジ部44に突き当たるまで後方移動するようになっている。

【0027】前記圧力室49には、油圧回路50を介して前記油圧切換弁Eによりオイルポンプ32からの油圧が給・排されるようになっている。前記油圧切換弁Eは、バルブリフト制御機構Aの油圧切換弁Dと同様に3ポート2位置型電磁弁で構成され、コントロールユニットCからの出力信号によって作動が制御されるようになっている。

【0028】該コントロールユニットCは、機関の負荷だけではなく回転数をも制御要素として前記油圧切換弁EをON-OFF制御している。

【0029】したがって、このバルブタイミング制御機構Bは、機関のアイドル時や低速低負荷域では、具体的にはコントロールユニットCからの出力信号によって油圧切換弁EがONされて油圧回路50を開成する。このため、オイルポンプ32から圧送された作動油は油圧回路50を通過して圧力室49に油圧が供給される。したがって、筒状歯車47は、圧縮スプリング48のばね力に抗して後位置（図中右方向）に付勢され、カムシャフト11をスプロケット41に対して一方側つまりカムシャフト11の回転方向と同方向に相対回転させる。依って、カムシャフト11は、斯かる相対回転位置で吸気弁3、3の開時期を進み側に制御する。

【0030】一方、中負荷域に移行した場合は、油圧切換弁EがOFFされて油圧回路50を閉塞する。このため、圧力室49への作動油の供給が遮断されると共に、該圧力室49内の油圧が油圧回路50を逆流して油圧切換弁Eのドレン通路から排出される。したがって、筒状歯車47は、圧縮スプリング48のばね力によって前方（図示位置）に移動する。これによって、カムシャフト11は、スプロケット41に対して他方側に相対回転して吸気弁3、3の開時期を遅れ側に制御する。

【0031】更に、高負荷域に移行した場合は、前記低速低負荷域と同様の作用によって吸気弁3、3の開時期を進み側に制御する。

【0032】そして、前記該カムシャフト11とスプロケット41との相対回転位相差を検出する検出手段Fは、前記カバー部46と筒状本体45に設けられた3つの電磁ピックアップ51、52、53と、該各電磁ピックアップ51～53からの出力信号を入力して回転位置を算出する検出器54とを備えている。第1電磁ピックアップ51は、カムシャフト11の回転位相を検出するものであって、図9Aに示すように連続したパルス信号

10

20

30

40

50

により回転角を検出しており、第2電磁ピックアップ52は、これもカムシャフト11の回転位相を検出するもので、図9Bに示すようにカムシャフト1回転毎にパルス信号を出力している。また、第3電磁ピックアップ53は、スプロケット41の回転位相を検出するもので、図9Cに示すようにスプロケット1回転毎にパルス信号を出力している。したがって、前記検出器54は、前記第2、第3電磁ピックアップ52、53から夫々出力されたパルス信号間Zにおける第1電磁ピックアップ51のパルス数をカウントして両者11、41の相対回転位相差を検出し、その信号を制御回路Gに出力している。

【0033】制御回路Gは、斯かる両者11、41の相対回転位相差に基づいて、前記油圧切換弁Dを制御し、機関運転状態がアイドル及び低速低負荷域から中・高速及び高負荷域に移行する際に、前記検出器54からの相対位置検出信号に基づき制御回路Gが油圧切換弁Dを開作動させて油圧を前述のようにオイルギャラリ30等を介して油室24に導き両ロッカアーム1、2を一体に連結し、高速側に切り換える。

【0034】具体的には、まずアイドル時及び低速低負荷域では、バルブリフト制御機構Aは低速用カム12によって図7の実線X1の如く低速側のバルブリフト特性となっている。この時点では、吸気弁3、3の開時期が下死点よりも十分に早い時期となっているため、吸気充填効率が図8のa点及びb点で示すように大巾に低下した状態にある。

【0035】このバルブリフト特性中にバルブタイミング制御機構Bによって前述のようにカムシャフト11がスプロケット41に対して一方側に相対回転して吸気弁3、3の開時期を遅れ側に制御する。したがって、バルブタイミング特性は図7の破線X2のように制御されて、吸気弁3、3の開時期が遅れ側に制御されて下死点直後になるため、吸気充填効率はc点となりb点よりも十分に高くなる。

【0036】さらに、この状態から機関の中・高速高負荷域への移行に伴い高速用カム14に切り換えられて図7の破線Y2のような高速側バルブリフト特性となる。この時点では、バルブタイミングが遅れ側の状態になるので吸気弁3、3の開時期が下死点より十分に遅れた時期となり、燃焼室に流入した吸気が吐き戻されてしま

う。このため、吸気充填効率は、図8のd点となりc点より僅かに上昇するに過ぎない。

【0037】次に、斯かる高速側バルブリフト状態でバルブタイミングが図7の実線Y1に示すように進み側に切り換えられるため、吸気充填効率はe点となり最も上

昇する。

【0038】このように、バルブリフト特性の切り換えをバルブタイミングの切り換え時に合わせて行なうようにしたため、吸気充填効率の急激な変化が抑制され、段階的な上昇特性とすることができる。この結果、大きなトルクショックが防止され、運転性の安定化が図れる。

【0039】また、高速高負荷域から低速低負荷域へ移行した場合も、前述とは逆の制御が行なわれ、大きなトルクショックが防止される。

【0040】本発明は、前記実施例の構成に限定されるものではなく、バルブリフト制御機構Aやバルブタイミング制御機構B等を別の構成とすることも可能であり、例えば各制御機構A、Bを多段階あるいは無段階の切り換えができるものとすれば、前記吸気充填効率をさらに円滑に変化させることができる。また、本実施例では吸気弁側に適用したものを示したが排気弁側あるいは吸気弁側及び排気弁側の両方に適用することも可能である。

【0041】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、本発明によれば、バルブリフト制御機構によるバルブリフト特性の切り換え制御を、検出手段からの出力信号に基づいてバルブタイミングの切り換え制御時に行なうようにしたため、吸気充填効率の急激な変化が防止される。この結果、トルクショックが効果的に抑制され、運転性の安定化が図れる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す全体構成図。

【図2】本実施例のバルブリフト制御機構を示す平面図。

【図3】図2のH-H線断面図。

【図4】図2のI-I線断面図。

【図5】図2のJ-J線断面図。

【図6】本実施例のバルブタイミング制御機構を示す断面図。

【図7】本実施例におけるバルブリフト・タイミング特性を示す図。

【図8】本実施例における吸気充填効率特性を示す図。

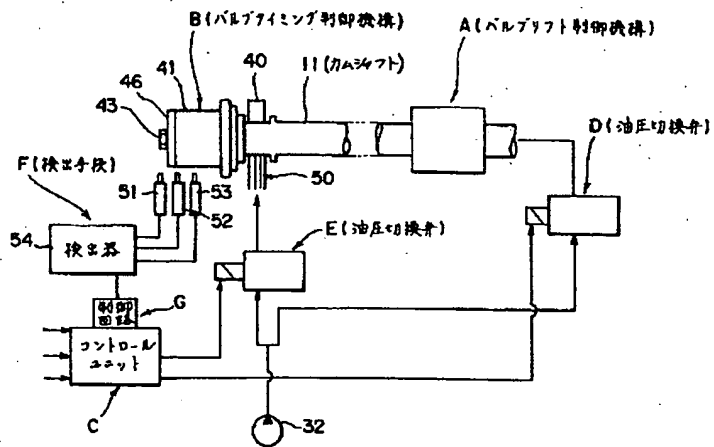
【図9】本実施例の各電磁ピックアップの波形図。

【図10】従来のバルブリフト制御機構によるバルブリフト特性を示す図。

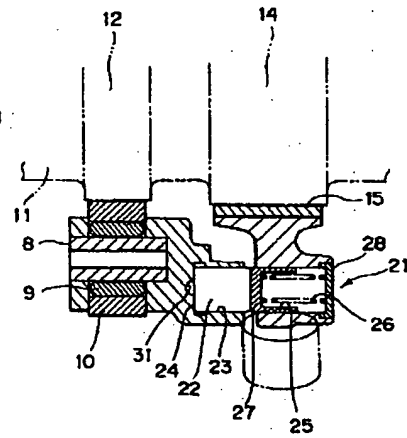
【符号の説明】

A…バルブリフト制御機構、B…バルブタイミング制御機構、C…コントロールユニット、D・E…油圧切換弁、F…検出手段、G…制御回路、11…カムシャフト。

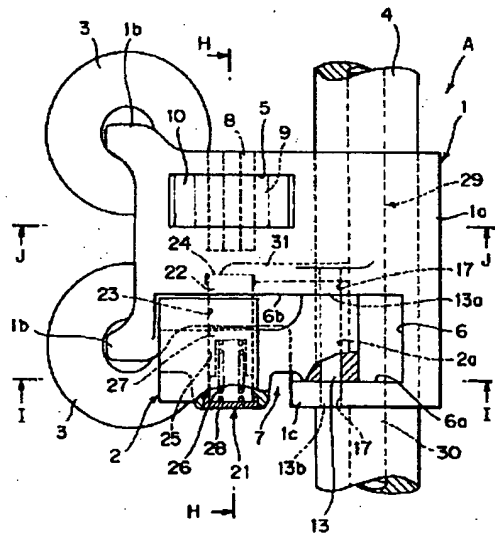
【図1】



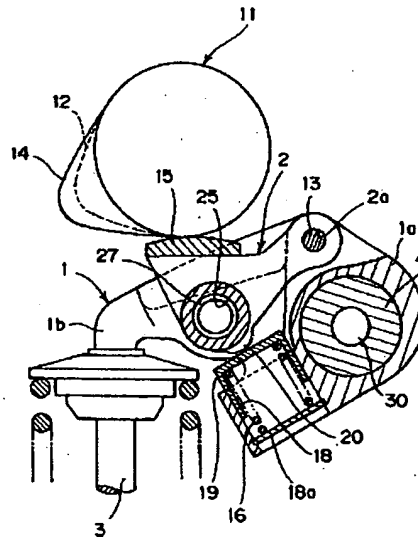
【図3】



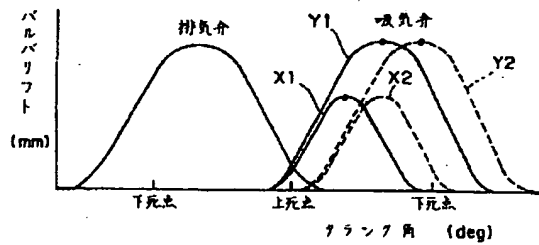
【図2】



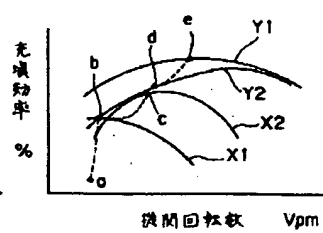
【図4】



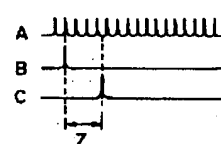
【図7】



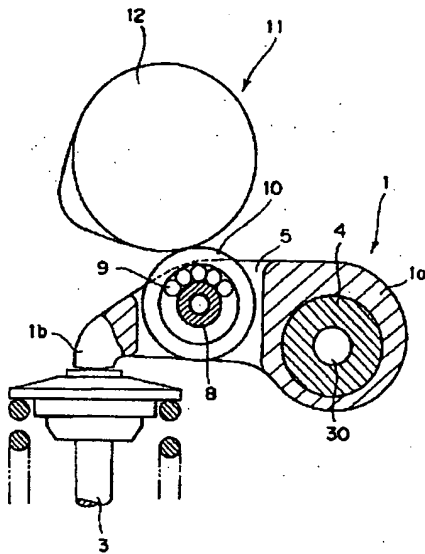
【図8】



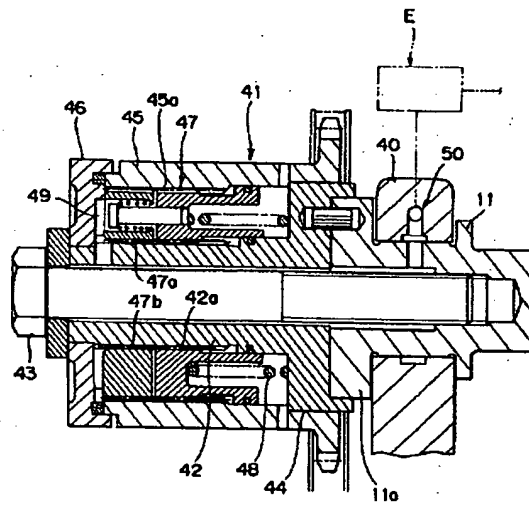
【図9】



【圖5】



【图 6】



【圖 10】

